⑲日本国　許庁（JP）　⑪実用新案出願公告

⑫実用新案公報（Y2）　平5－44501

⑤Int.Cl.⁵　識別記号　庁内整理番号　㉔㊹公告　平成5年(1993)11月11日
F 01 N　7/02

請求項の数 1　（全6頁）

㊺考案の名称　自動車用エンジンの排気消音装置

㉑実　願　昭63－142776　㊸公　開　平2－64712
㉒出　願　昭63(1988)11月2日　㊸平2(1990)5月15日

㉒考案者　楡井　康之　愛知県豊田市トヨタ町1番地　トヨタ自動車株式会社内
㉒考案者　許斐　敏明　愛知県豊田市トヨタ町1番地　トヨタ自動車株式会社内
㉒考案者　若月　一稔　愛知県豊田市トヨタ町1番地　トヨタ自動車株式会社内
㉑出願人　トヨタ自動車株式会社　愛知県豊田市トヨタ町1番地
㉔代理人　弁理士　田渕　経雄　外1名
審査官　平瀬　博通

1

㊼実用新案登録請求の範囲

排気管系にサブマフラおよびその後流側にメインマフラを有する自動車用エンジンの排気消音装置において、前記サブマフラを高周波吸音型のサブマフラとし、該サブマフラの出口からメインマフラ内に挿通されている排気管の管端までの距離を衝撃波が成長する距離よりも小さくするとともに、前記サブマフラを、該サブマフラ上流側に配設されたサブマフラに一番近い容量物の出口から前記排気管の管端までの距離の1/2の点を含む位置に配設したことを特徴とする自動車用エンジンの排気消音装置。

考案の詳細な説明

［産業上の利用分野］

本考案は、自動車用エンジンの排気消音装置に関し、とくに排気音の高周波成分を効率よく低減できるようにした排気消音装置に関する。

［従来の技術］

従来から、自動車用エンジンの排気管系において、触媒コンバータとメインマフラとの間に吸音材充填型あるいは拡張型のサブマフラ（プリマフラ）を配設する構造が知られている（たとえば実開昭57－196213号公報、発明協会公開技報88－5672号等）。また、実開昭60－57723号公報には、排気マニホルドの集合部からメインマフラまでの長さをLとするとき、頭管内部に多孔質金属の吸

2

音材を装置し、かつα（修正係数）の値を1～1.15として共鳴周波数を波長に換算して4/3L・αとした共鳴要素を有するプリマフラを、その頭管入口がメインマフラから1/3L・αになるような上流の位置に設置した構造が、特開昭61－138813号公報には、排気マニホルド集合部から排気管出口までの全長をLとしたとき、プリマフラを出口から3/7Lの位置にメインマフラを2/7Lの位置に配置する構造が、それぞれ開示されている。

さらに、実開昭55－4357号公報には、メインマフラ後流側の曲管部直後に高周波共鳴器を設ける構造が開示されている。

［考案が解決しようとする課題］

一般にエンジンの排気系においては、始動直後の冷えているとき（以下、冷間時という）から完全に暖まつてしまうまでの間（以下、暖機途中という）にメインマフラより吐出される排気音には、高周波成分が相当高いレベルで含まれ、この高周波成分は“ビリビリ”あるいは“バリバリ”と聞こえ、排気騒音を悪化させる原因になつている。またこの高周波成分は、後述の如く、特定の回転数をピークとし、そのピークの回転数から約±500rpm以上の広い回転数域で発生する。

メインマフラより吐出される排気音に高周波成分が高いレベルで含まれ、排気騒音を悪化させる

原因は、メインマフラ手前のセンタパイプ内でエンジンのブローダウンに同期して圧力の急峻な上昇（衝撃波を含む）が発生するためであり、この圧力波は高周波成分を高いレベルで含み、メインマフラでこれが十分に消音されずに吐出されるからである。

このような高周波成分を含む排気音を効果的に消音するには、前述の如き各従来技術構造ではいずれも不十分であつた。

たとえば実開昭60−57723号公報開示の如く共鳴要素を有するサブマフラを特定の位置に配設する構造では、排気管内を流れるガス温度が、冷間時から暖機途中に大幅（例えば大気温度から約850℃程度）に変化する場合、プリマフラの作動範囲外の周波数（温度）の時は排気騒音が効果的に消音されない。これは、共鳴要素の共鳴周波数はこれに使用するパイプの径と長さ、パイプに続く容積と音速により認定されるが、この音速は排気系を流れるガスの温度及びガス成分により決定されるため、共鳴周波数もガス温の変化と共に変化するためである。

本考案は、排気騒音、とくに高周波成分を含む排気騒音を効率よく、しかも暖機途中においても効果的に消音可能な排気消音装置を提供することを目的とする。

［課題を解決するための手段］

この目的に沿う本考案の自動車用排気消音装置は、排気管系にサブマフラおよびその後流側にメインマフラを有する自動車用エンジンの排気消音装置において、前記サブマフラを高周波吸音型のサブマフラとし、該サブマフラの出口からメインマフラ内に挿通されている排気管の管端までの距離を衝撃波が成長する距離よりも小さくするとともに、前記サブマフラを、該サブマフラ上流側に配設されたサブマフラに一番近い容量物の出口から前記排気管の管端までの距離の1/2の点を含む位置に配設したものから成る。

［作用］

このような排気消音装置においては、サブマフラが高周波吸音型のサブマフラとされ、該サブマフラ出口からメインマフラ内に挿通されている排気管の管端までの距離が、後述の如く衝撃波が成長する距離よりも小さくされているので、排気は衝撃波が実質的にない状態でメインマフラ内に送られ、消音される。また、後述の試験結果に示すように、サブマフラを、上記管端とサブマフラ上流のサブマフラに一番近い容量物（たとえば別のサブマフラ）の出口との間の距離Lの1/2の位置に配置することにより、排気の音圧レベルが最も効果的に低減される。

したがつて、上記サブマフラ出口から管端までの距離を規制するとともに、サブマフラを最適な位置に配置することにより、排気中に衝撃波が成長するのが抑えられると同時に排気の音圧レベルが最も効率よく低減され、広い回転数域に対しても効果的な消音機能を発揮させることが可能になる。

［実施例］

以下に、本考案の望ましい実施例を、図面を参照して説明する。

第１図ないし第３図は、本考案の第１実施例に係る自動車用エンジンの排気消音装置を示している。図において、１はエンジン本体（図示略）に接続される排気マニホルドを示しており、２は排気管系のフロントパイプ、３はフレキシブルパイプ、４は触媒コンバータをそれぞれ示している。

触媒コンバータ４の下流側には、本実施例では第１のサブマフラ５が配置され、その下流側に曲管の排気管からなるセンタパイプ６ａが接続されている。センタパイプ６は第２のサブマフラ８に接続され、該サブマフラ８は、高周波吸音型のサブマフラに構成されている。サブマフラ８の下流側には排気管６ｂが接続され、該排気管６ｂは、メインマフラ７内に挿通されている。

高周波吸音型のサブマフラ８は、第２図および第３図に断面を示すように、上部アウタシエル８ａ、下部アウタシエル８ｂ、上部インナシエル９ａ、下部インナシエル９ｂ，アウタシエルとインナシエル間に充填されたガラス繊維１０、ステンレス繊維１１、およびパンチ穴１２によつて構成されており、高周波吸音型としては一般的な構造である。

この高周波吸音型のサブマフラ８の出口からメインマフラ７内に挿通されている排気管６ｂの管端６ｃまでの距離Ｈは、排気に衝撃波が成長する距離よりも小さく設定されている。

この排気に衝撃波が成長する距離とは、次のような距離以上の距離をいう。つまり、衝撃波の力

学（コロナ社、生井武文、松尾一泰著、昭和58年4月発行）の第179頁に示されるように、衝撃波の成長する距離xと排気管の内径Dとの比と、後述の第8図および第9図に示す排気管内の排気の圧力のピーク値P_4とベース値P_1との比との間には、第4図に示すような関係がある。P_4/P_1は、自動車用排気管においては略1～10の範囲内にあるから、第4図から、x／Dは約10であり、距離xは排気管内径の約10倍の値ということになる。この距離以内に上記Hを納めることにより、衝撃波の成長が抑えられる。

また、サブマフラ8は、サブマフラ8上流側に配設されたサブマフラに一番近い容量物、本実施例では第1のサブマフラ5の出口から前期排気管の管端6cまでの距離Lの1/2の点を含む位置に配設されている。つまりサブマフラ8の機能部分が、上記1/2Lの点を含めばよい。サブマフラ8の上流側の一番最初の位置に、上記第1のサブマフラ5以外の容量物がある場合には、その容量物の出口の位置までの距離をLとすればよい。

さらに本実施例では、サブマフラ8は、サブマフラ5の下流側の曲管6aの後部に配置されている。

このような構成を有する実施例装置においては、第5図に示すような排気騒音レベル低減効果が得られる。

第5図において、横軸はエンジン回転数、縦軸は排気騒音レベルを示しており、破線で示す特性は第2のサブマフラ8がない場合（本考案未実施の場合）の特性、実線で示す特性は本考案による特性をそれぞれ示している。

第5図に示すように、本考案を未実施の排気騒音レベルに対し、エンジン回転数域の略全領域で排気騒音レベルを低減できる。とくに衝撃波が発生する、約3200rpmをピーク値として±500rpm以上の広い回転数域で良好な低減効果が得られる。

また、第6図は、サブマフラ8の最適位置を示すために、サブマフラ8の位置によって排気騒音レベル（実線で示す）と2.5KHz（1/3オクターブバンド）の音圧レベル（破線で示す）がどのように低減するかを示したものである。図の縦軸は音圧（排気騒音）レベル、横軸は、サブマフラ8のメインマフラ7からの距離を示す。横軸において

0°はサブマフラ8をメインマフラ7の直前に設置した場合、1/2Lは第1図の実施例の場合、Lはサブマフラ5の直後にサブマフラ8を設置した場合である。サブマフラ8を1/2Lの位置に設置した場合が、排気騒音レベル、音圧レベル共に最も低減されていることが判る。

第7図は、第1図の実施例において、サブマフラ8後端からメインマフラ7の間の管内圧力の測定位置a，b，cを示す図である。

第8図は、第7図に示す実施例の3箇所a，b，cの圧力波形を示す図である。第9図は、第7図に示す実施例装置において、サブマフラ8が組込まれていない場合の、第8図と同じ測定点の3箇所a，b，cの圧力波形を示す図である。

第8図および第9図から判るように、ベース圧力P_1に対しピーク圧力P_4が大きく低減され（約半分以下）、衝撃波の成長が効率よく抑制されている。

上述の如き効果は、次のような理由によつて得られる。

第9図に示すように未実施の場合は、第7図に示すサブマフラ5からメインマフラ7の間の排気管内圧力が、高周波成分が高レベルで含まれる圧力の急峻な上昇（以下、衝撃波という）があるものとなる。

これに対し本実施例の場合、第8図に示すように高周波成分の圧力振幅が1/2以下となる。そのためメインマフラ7に入る圧力振幅の高周波成分が低減し、従つてメインマフラ7より吐出する排気騒音レベルを低減することができる。

衝撃波は、エンジン回転数の特定回転数（本実施例では第5図に示したように約3200rpm）をピークとし、約±500rpm以上の広い回転数域で発生するが、サブマフラ8によつてこの広い回転数域での衝撃波抑制効果が得られる。これは共鳴要素のように特定の周波数だけ効果の出るものでなく、サブマフラ8が高周波成分の吸収拡散要素であるため、エンジン回転数の広い回転数域で発生する衝撃波の高周波成分を低減できるためである。

また、サブマフラ8をサブマフラ5（容量物）とメインマフラ7の中間に設置するのは、前述した衝撃波をサブマフラ8により吸収する際、中間より後すぎると衝撃波が大きく成長したものがサ

ブマフラ８に入るためサブマフラ８からの放射音が悪化するし、また前すぎると、サブマフラ８とメインマフラ７までの距離が長くなるので、衝撃波が再成長し、排気音が悪化するためである。

また、排気音の高周波成分の低減効果（第６図）からも、サブマフラ８をサブマフラ５（容量物）とメインマフラ７の中間への設置が最適である。

また、サブマフラ８をセンタパイプ曲管部の後に設置することで、サブマフラ５後の直管部分を短くでき、排気はサブマフラ５を出た衝撃波の再成長が少ないうちにサブマフラ８に入るため、サブマフラ８からの放射音が低い。

また、衝撃波は、直管部分では平面波（または球面波）となり（再）成長し易いが、曲管部では衝撃波が斜め衝撃波となり、パイプ内面で反射、屈折をくり返し、エネルギの散乱が起きて、（再）成長しにくいためである。

さらに、もしパイプ曲管部にサブマフラ８を設置してしまうと、曲管部の外周ではガスの流速が早くなり、サブマフラ８の内面のパンチ穴と干渉して気流音が大きくなり、かつ通気抵抗も大きくなる。そこで曲管部の後の直管部に設置することで、ガス流速が平均化され、また境界層も形成されるので、ガス流とパンチ穴との干渉が減少し、気流音が低下し、さらに通気抵抗も低くなる。

次に、第１０図に本考案の第２実施例を示す。本実施例では、サブマフラ８の上流側でサブマフラ８に一番近い容量物は触媒コンバータ４であり、サブマフラ８は、触媒コンバータ４の出口と排気管６ｂの管端６ｃとの距離Ｌの1/2の点を含む位置に配置されている。そして、第１実施例同様、サブマフラ８は曲管部６ａの直下流側に設置されている。

このように、第１のサブマフラがない構造であつても、サブマフラ８として第１実施例に準じた作用、効果が得られる。

［考案の効果］

以上説明したように、本考案の自動車用エンジンの排気消音装置によるときは、サブマフラを高周波吸音型のサブマフラとし、該サブマフラから排気管管端までの距離Ｈを衝撃波が成長する距離内とし、さらにサブマフラを上流側容量物から排気管管端までの1/2の位置に配置したので、第５図に示したようにエンジンの略全回転数域で排気騒音レベルを低減できるとともに、とくに衝撃波の生じやすい特定回転数域において衝撃波の成長を抑え騒音レベルを大きく低減させることができる。

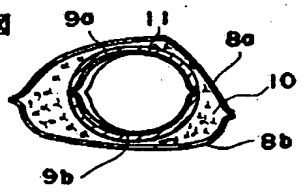
また、サブマフラを排気管系の最適位置に配置したことから、最も効果的な排気騒音レベル低減効果が得られる。

図面の簡単な説明

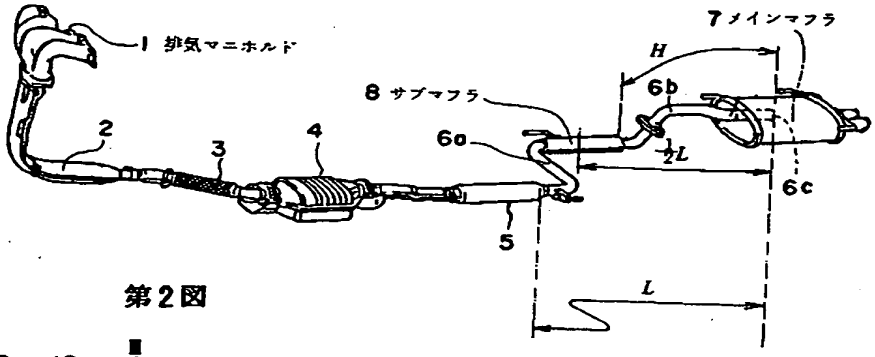
第１図は本考案の第１実施例に係る排気消音装置の斜視図、第２図は第１図のサブマフラの拡大縦断面図、第３図は第２図のⅢ−Ⅲ線に沿う縦断面図、第４図は衝撃波の成長する距離を示す特性図、第５図は第１図の装置における、本考案実施と未実施の場合の排気騒音レベルとエンジン回転数との関係図、第６図は第１図の装置における音圧レベルとサブマフラ配置位置との関係図、第７図は第１図の装置における圧力測定位置を示す斜視図、第８図は第７図の測定位置における圧力特性図、第９図は第７図の測定位置における、サブマフラ８がない場合の圧力特性図、第１０図は本考案の第２実施例に係る排気消音装置の概略側面図、である。

１……排気マニホルド、２……フロントパイプ、３……フレキシブルパイプ、４……触媒コンバータ、５……最初の容量物としての第１のサブマフラ、６ａ……曲管部、６ｂ……排気管、６ｃ……管端、７……メインマフラ、８……第２のサブマフラ（サブマフラ）、８ａ，８ｂ……アウタシエル、９ａ，９ｂ……インナシエル、１０……ガラス繊維、１１……ステンレス繊維。

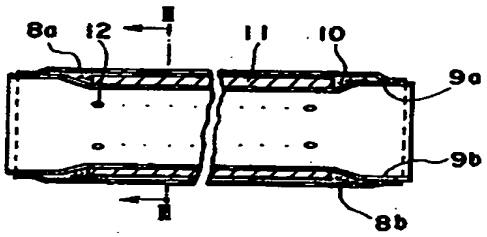
第３図



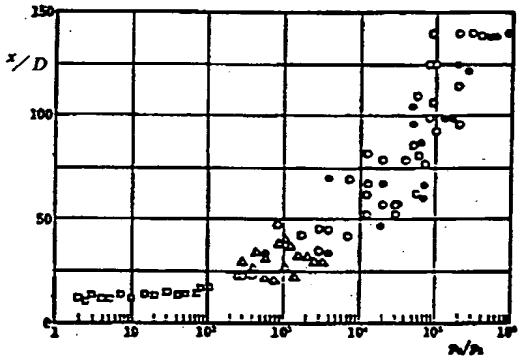
第1図



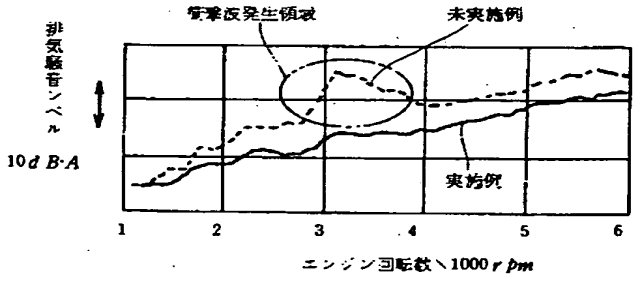
第2図



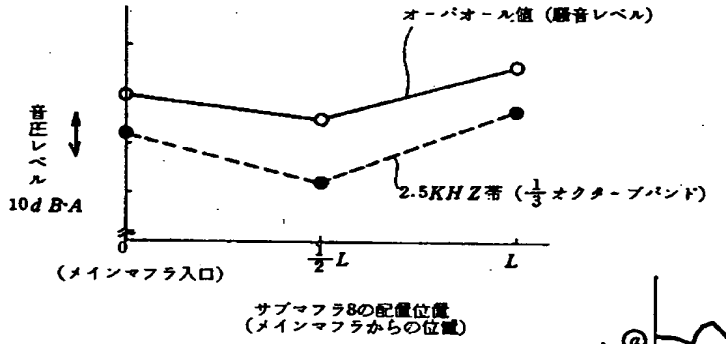
第4図



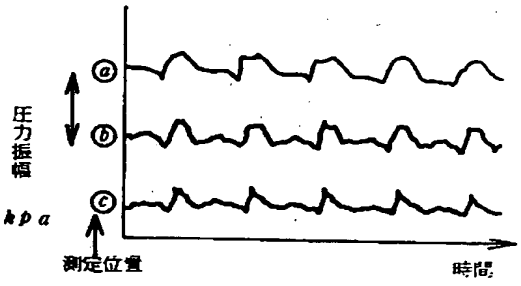
第5図



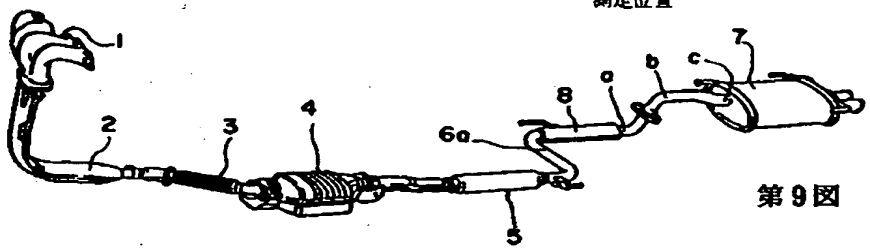
第6図



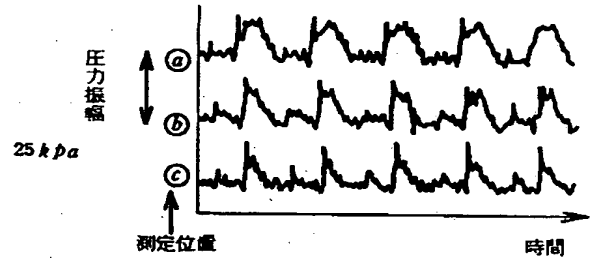
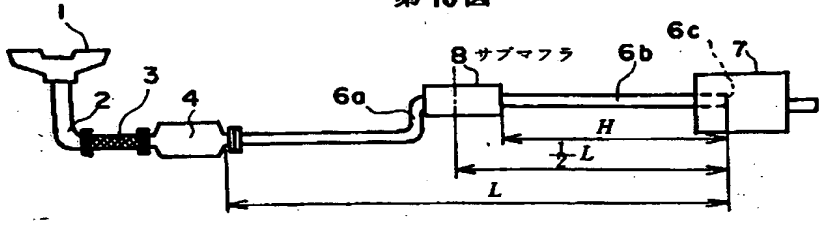
第8図



第7図



第9図



第10図